

# 压燃/低温燃烧柴油机进气系统鲁棒滑模控制\*

李顶根 何春萌

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

**摘要:** 阐述了一种压燃/低温燃烧(CI/LTC)组合燃烧模式柴油机燃烧进气系统的非线性鲁棒控制策略。基于理想气体方程和质量守恒定律建立了柴油机进气系统的非线性状态空间模型,选择影响燃烧的进气系统关键变量进气压力和进气组分作为系统输出变量,并采用鲁棒积分滑模方法设计了控制器。控制系统通过对进气系统关键变量的跟踪控制,间接控制缸内条件参数,实现燃烧模式间的平滑切换。最后分别采用 GT-Power 和 Matlab/Simulink 软件耦合仿真和快速原型控制仿真验证该控制器的效果。其结果表明与独立 PI 闭环控制方法相比,该控制策略具有跟踪性能好、响应速度快、抗干扰能力和鲁棒性强等优点。

**关键词:** 压燃/低温燃烧 缸内条件 鲁棒控制 积分滑模 燃烧模式切换

**中图分类号:** TP273; TK413.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)12-0018-07

## 引言

柴油机相对于汽油机具有更好的动力性和燃油经济性。然而柴油机的排放,尤其是氮氧化物和颗粒物的排放水平比汽油机高。近年来,随着全世界范围内柴油机的排放法规越来越严格,低温燃烧(LTC)、均质混合压燃(HCCI)、预混压燃(PCCI)等先进燃烧模式作为有效的减排手段得到越来越多的研究<sup>[1]</sup>。这些先进燃烧模式一般只能在中、低负荷工况下工作。在高负荷下,柴油机仍使用传统燃烧模式。为了覆盖组合燃烧模式柴油机的全部工况就需要实现先进燃烧模式和传统燃烧模式之间的切换。

先进燃烧模式对缸内条件和喷油参数的要求比较严格。就 LTC 燃烧模式,适当的柴油机进气阀关闭(IVC)时刻的缸内条件和喷油参数是实现柴油机 LTC 燃烧模式的关键。对于直喷发动机,随着高压共轨喷油系统的应用,发动机每循环喷油量、喷油定时和喷油压力等喷油参数的控制被认为是足够精确的。而缸内条件,如进气氧含量组分、进气量、温度等参数相互耦合影响,存在典型的非线性环节,其控制实现具有更大的难度。柴油机进气系统的非线性控制研究一直是柴油机电控技术中的热点问题。在国外,研究者们应用了许多先进的控制算法,如 Lyapunov 控制<sup>[2]</sup>、线性变参数控制<sup>[3]</sup>、滑模控制<sup>[4]</sup>等。美国西南研究院对 CI/LTC 组合燃烧模式柴油

机的燃烧模式切换控制进行了研究,分别对 2 种燃烧模式设计了 2 组滑模控制器<sup>[5]</sup>,实现了良好的转矩跟随和空燃比跟随效果。清华大学<sup>[6]</sup>等基于 PID 控制方法,提出并开发了组合燃烧模式下燃油和空气系统的协同控制策略等。

本文提出一种新型的非线性鲁棒滑模切换控制策略,以期实现对 CI/LTC 组合燃烧模式柴油机的切换控制。

## 1 发动机模型

研究对象为一现代高压共轨四缸直喷柴油机。该发动机装配了可变截面涡轮(VGT)、废气再循环系统(EGR)、进气节气门(throttle)和尾气处理系统。该机排气歧管上装有一个宽域氧传感器(UEGO),此外还有 3 个温度压力传感器,安装位置如图 1 所示。

### 1.1 进排气系统

柴油机进气系统温度参数的变化明显慢于压力参数的变化,为了系统简化忽略温度参数的动态过程。基于理想气体方程和质量守恒可以得到

$$\dot{p}_1 = \frac{RT_1}{V_1}(W_{th} + W_{egr} - W_c) \quad (1)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{RT_2}{V_2}(W_c - W_{th}) \quad (2)$$

$$\dot{F}_1 = \frac{RT_1}{p_1 V_1}(W_{th}F_a + W_{egr}F_3 - W_cF_1) \quad (3)$$

收稿日期: 2013-11-24 修回日期: 2013-12-19

\* 内燃机燃烧学国家重点实验室开放课题资助项目(K2010-12)和广东省部产学研结合资助项目(2010A090200010)

作者简介: 李顶根,副教授,博士,主要从事内燃机电控研究, E-mail: lidingen@hust.edu.cn

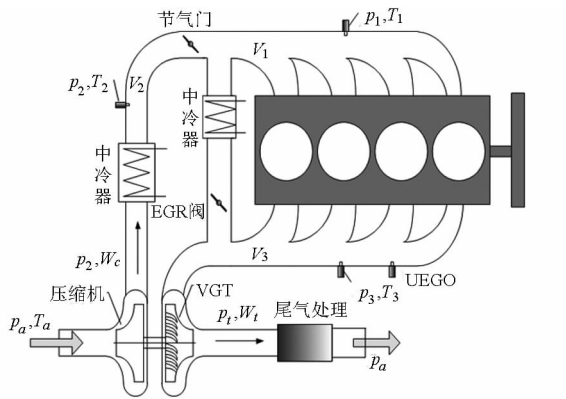


图 1 双燃烧模式柴油机示意图

Fig.1 Schematic diagram of double combustion modeling in diesel engine

$$W_e = \frac{\eta_v N_e V_d p_1}{120RT_1} \quad (4)$$

式中  $W_e, W_{th}$ ——压气机、节气门空气流量

$W_e, W_{egr}$ ——发动机进气、EGR 流量

$\eta_v$ ——充气系数  $N_e$ ——发动机转速

$V_d$ ——发动机排量

$F_a$ ——环境空气的氧气质量组分, 取 0.233

$F_1, F_3$ ——进、排气歧管内气流氧气质量组分

目前已经商业化的宽域氧传感器<sup>[7-8]</sup>测量范围广, 测量精度高, 其测量到的实际空燃比数据是可信的。若  $\lambda_m$  是宽域氧传感器测得的实际空燃比, 则有

$$F_1 = \frac{W_f \lambda_m F_a}{W_e} \quad (5)$$

式中  $W_f$ ——发动机喷油速率

假设燃料完全燃烧, 则燃烧后缸内废气中的残余氧气质量组分  $F_m$  满足

$$F_m = \frac{W_e F_1 - W_f \lambda_s F_a}{W_e + W_f} = \frac{W_f (\lambda_m - \lambda_s) F_a}{W_e + W_f} \quad (6)$$

$\lambda_s = 14.36$  是燃油完全燃烧的理论空燃比。类似于进气系统, 排气系统的动态方程为

$$\dot{p}_3 = \frac{RT_3}{V_3} (W_{eo} - W_{egr} - W_t) \quad (7)$$

$$\dot{F}_3 = \frac{RT_3}{p_3 V_3} W_{eo} (F_m - F_3) \quad (8)$$

其中

$$W_{eo} = W_e + W_f$$

式中  $W_{eo}$ ——气缸内排出的气体流量

$W_t$ ——涡轮流量

$F_m$ ——排气门处排气氧气质量组分

涡轮增压器由涡轮、压气机及它们之间相连的中间轴组成, 是一个典型的非线性环节, 其动态过程可引入时间常数  $\tau_{tc}$ <sup>[9]</sup> 一阶近似

$$\dot{P}_c = \frac{1}{\tau_{tc}} (P_t - P_c) \quad (9)$$

$$P_t = \eta_t C_p T_3 W_t \left[ 1 - \left( \frac{P_t}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (10)$$

$$P_c = \frac{1}{\eta_c} C_p T_a W_c \left[ \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (11)$$

式中  $P_t$ ——涡轮功率  $\eta_t$ ——涡轮等熵效率

$P_c$ ——压气机功率

$\eta_c$ ——压气机等熵效率

$\gamma$ ——气体比热容比

$\gamma$  在温度变化范围不大的情况下可认为是常值, 且值为 1.4。 $\eta_t$  和  $\eta_c$  是压比和转子转速的非线性函数, 其值随着发动机运行工况的变化而变化。

## 1.2 中冷系统

经压缩机压缩后的空气温度升高, 导致空气密度减小。因此, 有必要将压缩后的空气再经过冷却器, 降低空气温度, 进一步增大进气密度。中冷器可以用简单的线性模型<sup>[10]</sup>来描述

$$T_{down} = T_{up} - \eta_{cc} (T_{up} - T_{coolant}) \quad (12)$$

式中  $T_{up}$ ——中冷器上游气体温度

$T_{down}$ ——中冷器下游气体温度

$T_{coolant}$ ——中冷器冷却介质温度

$\eta_{cc}$ ——中冷器效率, 常数

## 1.3 集成系统模型

选择  $x_1 = p_1, x_2 = p_2, x_3 = p_3, x_4 = P_c, x_5 = F_1$  作为系统状态变量, 系统输入变量为  $u_1 = W_{th}, u_2 = W_t, u_3 = W_{egr}$ 。 $N_e, W_f$  是系统外部输入, 假设  $p_t = p_a, F_3 = F_m$ , 忽略中冷器的压降, 整理式 (1) ~ (4)、(7)、(9) ~ (11), 可以得到进气非线性系统的状态空间模型为

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_1 x_1 \\ k_2 x_4 / (x_2^\mu - p_a^\mu) \\ k_3 x_1 + k_f W_f \\ -x_4 / \tau_{tc} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{th1} & 0 & k_{r1} \\ -k_{th2} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{i3} & -k_{r3} \\ 0 & k_{i1} - k_{i2} / x_3^\mu & 0 \\ k_4 (F_a - F_1) & 0 & k_4 (F_m - F_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (13)$$

其中  $k_1 = \frac{\eta_v N_e V_d}{120V_1}$   $k_2 = \frac{\eta_c RT_2 p_a^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{C_p T_a V_2}$

$$k_{th1} = k_{r1} = \frac{RT_1}{V_1} \quad k_{th2} = \frac{RT_2}{V_2}$$

$$k_3 = \frac{\eta_v N_c V_d T_3}{120 V_3 T_1} \quad k_f = k_{r3} = k_{r3} = \frac{RT_3}{V_3}$$

$$k_{t1} = \frac{C_p T_3 \eta_t}{\tau_{tc}} \quad k_{t2} = \frac{C_p T_3 \eta_t p_a^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\tau_{tc}}$$

$$k_4 = \frac{RT_1}{p_1 V_1} \quad \mu = \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

## 2 控制系统设计

LTC 燃烧模式相对于传统燃烧模式具有以下特点:低进气量、高 EGR 率、低空燃比 (AFR)、较低的进气歧管压力 (约 70 ~ 98 kPa); 较低的输出转矩 (约 0 ~ 60 N·m)、较低的 NO<sub>x</sub> 及颗粒物排放、排气温度较高。由于发动机只需在低输出转矩下使用 LTC 燃烧模式,故燃烧模式间的切换必须以发动机运行工况及负载变化作为依据。

注意到式(13)在  $p_2 = p_a$  处有一个奇点,此时压缩机流量会趋于无穷大。假设发动机在某一工况下运行稳定,以涡轮增压器为研究对象,依据质量守恒和能量守恒,有

$$W_{te} = W_{ce} + W_f \quad (14)$$

$$W_v = \begin{cases} \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \left[ \gamma^{1/2} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right] & \left( \frac{p_d}{p_u} \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right) \\ A_v(u_v) \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \left[ \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] & \left( \frac{p_d}{p_u} > \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right) \end{cases} \quad (17)$$

式中  $A_v(u_v)$ ——由执行器信号  $u_v$  决定的有效流通面积

$p_d, p_u$ ——按气流运动方向上的阀孔上游气体压力和下游气体压力

$T_u$ ——上游气体温度

若  $W_v, p_u, p_d, T_u$  等参数已知,便可通过式(17)逆向求出执行器信号  $u_v$ 。

### 2.3 鲁棒滑模控制器设计

滑模控制方法<sup>[12]</sup> (SMC) 具有快速响应、对参数变化及扰动不灵敏、物理实现简单等优点,非常适合于非线性控制系统设计。本文基于滑模控制的控制系统总体流程如图 2 所示。

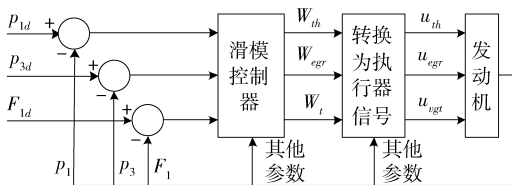


图 2 控制系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of control system

输出变量的动态方程为

$$P_{te} = P_{ce} \quad (15)$$

将式(10)、(11)、(14)代入式(15)得

$$\left( \frac{p_{2e}}{p_a} \right)^\mu - 1 = \frac{\eta_c \eta_t T_3 W_{ce} + W_f}{T_a W_{ce}} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_{3e}} \right)^{-\mu} \right] \quad (16)$$

故存在一个  $p_0$ , 当  $p_{3e} \geq p_0 > p_a$  时,使得式(16)

右边大于零,从而  $\left( \frac{p_{2e}}{p_a} \right)^\mu - 1 > 0, p_{2e} > p_a$ 。故可通过对排气歧管压力  $p_3$  的控制间接控制  $p_2$  避开系统奇点。

#### 2.1 系统输出的选择

式(13)中有 5 个状态变量,而只有 3 个输入变量,至多选择 3 个变量作为系统输出。 $p_1$  和  $F_1$  是重要的缸内条件参数, $p_3$  不仅直接影响着 EGR 流量,还可作用于  $p_2$ 。因此,选择  $y = [p_1 \quad p_3 \quad F_1]^T$  作为系统输出。

#### 2.2 流量模型

通过节气门, EGR 阀, 涡轮的流量可以通过喷管节流方程<sup>[11]</sup>来近似,即

$$\dot{y} = \begin{bmatrix} -k_1 x_1 \\ k_3 x_1 + k_f W_f \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{th1} & 0 & k_{r1} \\ 0 & -k_{r3} & -k_{r3} \\ k_4(F_a - F_1) & 0 & k_4(F_m - F_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} = f(x) + g(x)u \quad (18)$$

考虑到建模误差、干扰及参数不确定性,式(18)写为

$$\dot{y} = \hat{f}(x) + \hat{g}(x)(u + \Delta u + D) = \hat{f}(x) + \hat{g}(x)u + E \quad (19)$$

式中  $\hat{f}(x), \hat{g}(x)$ ——矩阵  $f(x), g(x)$  的名义值

$D$ ——测量误差及系统干扰,  $|D_i/u_i| \leq d_i, i = 1, 2, 3$

$\Delta u$ ——式(17)估计误差,  $|\Delta u_i/u_i| \leq k_i, i = 1, 2, 3$

注意到式(18)具有相对阶  $[1, 1, 1]^T$ , 且容易求证  $|\hat{g}(x)| = k_4 k_{r3} k_{r1} (F_a - F_m) > 0$ , 故  $\hat{g}(x)$  可逆。系统的参考输出信号为

$$y_d = [p_{1d} \quad p_{3d} \quad F_{1d}]^T$$

$p_{3d}, F_{1d}$  的值由柴油机运行工况和负载确定。

$p_{3d}$ 是关于  $p_{1d}$ 的分段函数

$$p_{3d} = \begin{cases} l_1(p_{1d} - p_a)^2 + l_2(p_{1d} - p_a) + p_0 & (p_{1d} > p_a) \\ p_0 & (p_{1d} \leq p_a) \end{cases} \quad (20)$$

其中  $p_0 > p_a, l_1 > 0, l_2 > 0$ , 其值由涡轮增压器和柴油机的匹配要求而定。

跟踪误差向量  $\mathbf{e} = \mathbf{y} - \mathbf{y}_d$ 。在滑模面设计时引入对滑模面的积分<sup>[13]</sup>可以抑制稳态误差, 增强鲁棒性。但大的初始误差会导致大的超调和长的调节时间从而使暂态性能恶化。为此, 引入一种非线性积分滑模面<sup>[14]</sup>, 即

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{e} + \mathbf{c}\boldsymbol{\sigma} \\ \dot{\boldsymbol{\sigma}} = \mathbf{i}(\mathbf{e}) \end{cases} \quad (21)$$

$$i(e_i) = \begin{cases} \beta_i \sin \frac{\pi e_i}{2\beta_i} & (|e_i| < \beta_i) \\ \beta_i & (e_i \geq \beta_i) \\ -\beta_i & (e_i \leq -\beta_i) \end{cases} \quad (22)$$

其中  $\mathbf{c} = \text{diag}([c_1 \ c_2 \ c_3])$ ,  $c_i > 0, i = 1, 2, 3$ 。式中  $\beta_i$  为设计参数。

显然, 非线性函数  $\mathbf{i}(\mathbf{e})$  具有小误差放大、大误差饱和的功能。

对积分滑模面  $\mathbf{S}$  求得

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{S}} &= \dot{\mathbf{y}} - \dot{\mathbf{y}}_d + \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) = \\ & \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}) + \hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})\mathbf{u} + \mathbf{E} + \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) - \dot{\mathbf{y}}_d \end{aligned} \quad (23)$$

基于等效控制设计滑模控制律, 等效控制项为

$$\mathbf{u}_{eq} = \hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})^{-1}(\dot{\mathbf{y}}_d - \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}) - \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e})) \quad (24)$$

取常数  $K \geq \max\{k_i + d_i\}, i = 1, 2, 3$ , 则有

$$\mathbf{E} = \hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})(\Delta\mathbf{u} + \mathbf{D}) \leq K \text{abs}\hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x}) \text{abs}(\mathbf{u}_{eq}) = \mathbf{M}$$

切换项可取为

$$\mathbf{u}_{sw} = -\hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})^{-1} \text{sgn}(\mathbf{S})\mathbf{M} \quad (25)$$

其中  $\text{sgn}(\mathbf{S}) = \text{diag}([\text{sgn}(S_1) \ \text{sgn}(S_2) \ \text{sgn}(S_3)])$

因此, 滑模控制律可写为

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{eq} + \mathbf{u}_{sw} \quad (26)$$

选择 Lyapunov 函数  $V_1(t) = 0.5\mathbf{S}^T\mathbf{S}$ , 求导并结合式(26)得

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= \mathbf{S}^T\dot{\mathbf{S}} = \mathbf{S}^T[\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}) + \hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})\mathbf{u} + \mathbf{E} + \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) - \dot{\mathbf{y}}_d] = \\ & \mathbf{S}^T\{\hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}) + \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) + \mathbf{E} - \dot{\mathbf{y}}_d + \hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})[\hat{\mathbf{g}}(\mathbf{x})^{-1}(\dot{\mathbf{y}}_d - \\ & \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}) - \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) - \text{sgn}(\mathbf{S})\mathbf{M}]\} = \\ & \mathbf{S}^T[\mathbf{E} - \text{sgn}(\mathbf{S})\mathbf{M}] = \\ & \sum_{i=1}^3 (S_i E_i - |S_i| M_i) \leq 0 \end{aligned} \quad (27)$$

因此, 在控制律式(26)下系统在滑模面  $\mathbf{S} = 0$  处是渐进稳定的。即当  $t \rightarrow \infty$  时  $\mathbf{S} = \mathbf{e} + \mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) \rightarrow 0$ 。假设在  $t_m$  时刻进入滑模动态, 则当  $t \geq t_m$  时,  $\mathbf{S} = 0$  且

$$\dot{\mathbf{e}} = -\mathbf{c}\mathbf{i}(\mathbf{e}) \quad (28)$$

取 Lyapunov 函数  $V_2(t) = 0.5e_i^2$ , 求得

$$\dot{V}_{2i} = -c_i e_i i(e_i) \leq -\lambda_i \|e_i\|^2 \quad (0 \leq V_{2i} \leq \|e_i\|^2) \quad (29)$$

$$\text{其中 } \lambda_i = \begin{cases} \frac{\beta_i c_i}{\|e_i(t_m)\|} & (\|e_i(t_m)\| > \beta_i) \\ c_i & (\|e_i(t_m)\| \leq \beta_i) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3)$$

由 Lyapunov 稳定性判据得  $V_{2i}$  在 0 处是渐进稳定的, 从而当  $t \rightarrow \infty$  时,  $V_{2i} \rightarrow 0, e_i \rightarrow 0$ , 故  $\mathbf{e} \rightarrow 0, \mathbf{y} \rightarrow \mathbf{y}_d$ 。

由于式(25)中符号函数  $\text{sgn}(\cdot)$  的存在使得系统从滑模面一侧穿越到另一侧时, 系统输入信号会发生突变, 从而产生抖震<sup>[15]</sup>。为了减少抖震, 可应用准动态滑模方法<sup>[16]</sup>, 引入饱和函数  $\text{sat}(s)$  代替式(25)中的符号函数

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} \text{sgn}(s) & (|s| > \Delta) \\ ks & (|s| \leq \Delta) \end{cases} \quad (30)$$

其中  $k = \frac{1}{\Delta}$ ,  $\Delta$  称为边界层。采用饱和函数后, 滑模控制律的本质为: 在边界层外, 采用切换控制, 在边界层内, 采用线性反馈控制。

### 3 系统仿真

仿真对象为东风 4H 型柴油机, 其主要参数如表 1 所示。为了增加控制仿真的准确性, 在商业发动机仿真软件 GT-Power 中搭建了柴油机的仿真模型。将柴油机 GT-Power 模型仿真计算结果与已有的柴油机实验数据进行对比, 其结果如表 2 所示。从表中可以看出模拟计算结果与实验结果较吻合, 基于该模型的发动机仿真计算是可信的。GT-Power 和 Simulink 联合仿真最早在文献[17]中被提出, 被认为是一种经济、时效的控制算法验证方法。在控制实验过程中, 控制器在 Simulink 中实现, Simulink 和 GT-Power 定时间步长交换运行数据, 实现发动机控制系统闭环耦合仿真<sup>[18]</sup>, 如图 3 所示。

表 1 东风 4H 型柴油机主要参数

Tab. 1 Main parameter of Dongfeng 4H diesel engine

参数	数值
缸数 $i$	4
类型	涡轮增压直喷
缸径 $D/\text{mm}$	110
冲程 $\tau$	125
排量 $V_d/\text{L}$	4.75
最大扭矩 $M/(\text{N}\cdot\text{m})$	650
最大扭矩转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	1 600
压缩比 $\varepsilon$	17.5
标定有效功率 $P_e/\text{kW}$	147
油耗率 $/(g\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1})$	< 230

仿真过程中柴油机转速为 1 500 r/min,先持续施加 15 s 稳定的执行器输入信号,待 GT-Power 运行稳定后,外加方波参考输出信号,系统输出分别在独立 PI 控制策略和鲁棒滑模控制策略作用下的响应曲线如图 4 所示。

表 2 模拟计算结果与实验数据的对比 (1 600 r/min)

Tab.2 Comparison between simulation results and experimental data

参数	实验值	计算值	误差/%
输出功率 $P/\text{kW}$	146.24	142.55	2.52
输出扭矩 $M/(\text{N}\cdot\text{m})$	644.58	648.94	0.68
排气温度 $T/\text{K}$	1 154.47	1 144.89	0.82
油耗率/ $(\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1})$	224.42	227.57	1.40

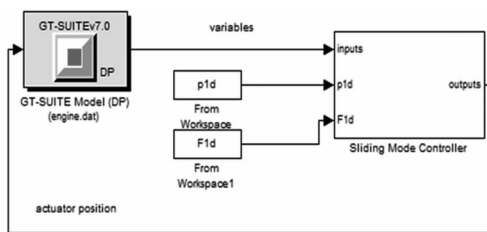


图 3 联合仿真界面

Fig.3 Co-simulation interface

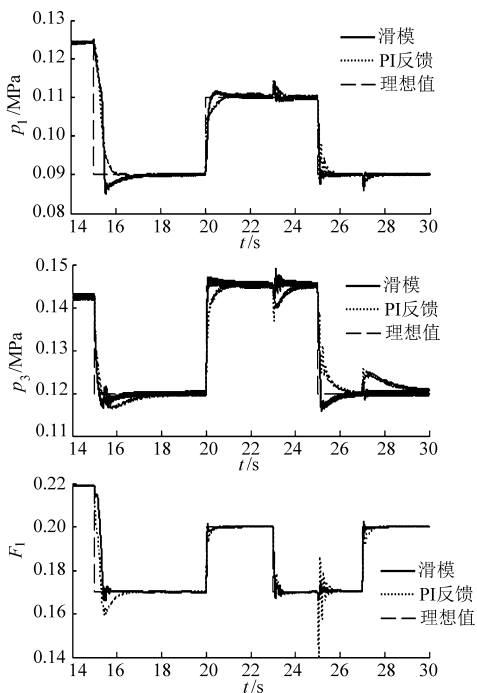


图 4 系统输出响应

Fig.4 System output response

其中,独立 PI 控制策略由 3 个相互独立的 PI 控制器组成,输入分别为  $p_1$ 、 $p_3$ 、 $F_1$  的跟踪误差,输出分别对应为节气门、VGT、EGR 阀的开度,其比例、积分参数是经过多次整定的最优值。由图 4 可得,滑模控制方法和 PI 方法均具有较好的稳态性能,但滑模控制器响应速度更快,抗干扰能力和鲁棒

性优于 PI 控制器。比如在 23、25 和 27 s 处施加外加干扰时(其他输出的参考信号发生突变),该系统输出的波动幅值和从波动到重新达到平衡所需时间均不到 PI 控制时 1/3。

滑模控制器输出的执行器开度信号相对最大开度的相对值如图 5 所示。注意到 VGT 开度信号有很轻微的抖震。若增大边界层厚度,抖震的强度会相应减小,但同时控制精度将会变差。因此设计者往往需要在控制精度和抖震强度间做一个平衡的选择。

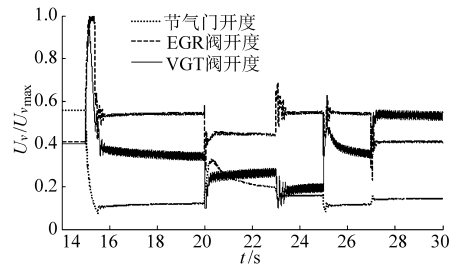


图 5 执行器信号

Fig.5 Signals of actuator

图 6 是鲁棒滑模控制策略下  $p_2$  的响应曲线。其结果表明仿真计算过程中  $p_2 > 0.11 \text{ MPa}$ ,通过控制  $p_3$  间接控制  $p_2$  避开系统奇点的方法是可行的。

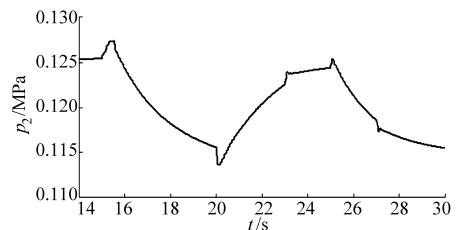


图 6 SMC 控制策略下  $p_2$  的响应

Fig.6 Response of  $p_2$  under SMC control strategy

## 4 快速控制原型验证

快速控制原型仿真(RCP)<sup>[19]</sup>是一种成熟的半实物仿真测试技术。RCP 技术可通过计算机快速建立虚拟控制器,同时将真实发动机接入仿真回路,进行离线和在线的控制算法测试,控制效果实时反映,大大缩短了算法调试周期。Matlab/xPC-target<sup>[20]</sup>是 Mathworks 公司发布的实时快速控制原型和硬件在环仿真平台。在 Matlab/xPC Target 仿真平台上将控制器与真实的发动机结合起来,其平台结构如图 7 所示。

为了进一步评估鲁棒滑模控制策略的燃烧模式切换控制性能。在转速 2 000 r/min 的状态下,通过改变油门大小来改变发动机转矩达到切换燃烧模式的条件。从图 8 中可看出与 PI 控制策略相比,滑模控制策略下转矩的响应曲线更为平滑,切换控制效果更优。图 9 中的数据是鲁棒滑模控制策略下的系

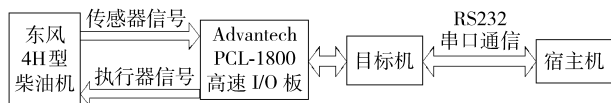


图 7 快速控制原型仿真结构图

Fig. 7 Structure drawing of rapid control prototyping simulation

统输出采集信号。系统输出  $p_1$ 、 $p_3$ 、 $F_1$  较好地实现了对理想信号的跟踪。但需要指出的是由于数据采集时间间隔不可能无限小,故实际过程中理想滑模动态不可达到,在系统噪声、干扰及传感器噪声的作用下,系统输出信号还会存在一定的低频抖震。由

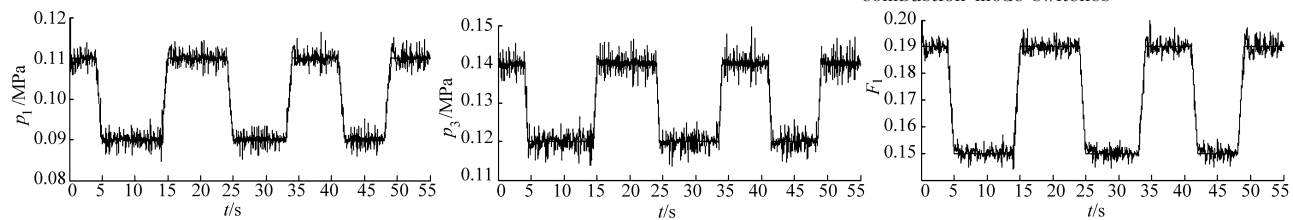


图 9 系统输出采集信号

Fig. 9 Signal acquisition of system output

## 4 结束语

以 CI/LTC 双燃烧模式柴油机为研究对象,提出了一种鲁棒滑模切换控制策略,并采用非线性积

于系统抖震频率小于执行器的工作频率(15 Hz 以上),故其对系统控制性能的影响很小。

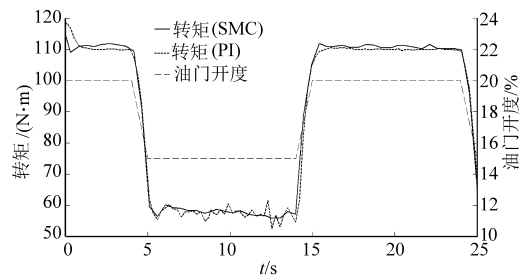


图 8 燃烧模式切换时油门及转矩变化

Fig. 8 Changes of throttle and torque when combustion mode switches

分滑模方法设计了控制器。基于系统仿真和快速控制原型验证的结果表明与 PI 控制方法相比,该控制策略具有更好的瞬态性能、鲁棒性和抗干扰能力,实现了燃烧模式间的平滑切换。

## 参 考 文 献

- 张海波. 先进柴油机燃烧技术的研究进展[J]. 商用车与发动机, 2010, 26(6): 61-63.  
Zhang Haibo. Research progress of advanced diesel engine combustion technic[J]. Commercial Vehicle and Engine, 2010, 26(6): 61-63. (in Chinese)
- Mrdian Jankovic, Miroslava Jankovic, Kolmanovsky I. Constructive Lyapunov control design for turbocharged diesel engines[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(2): 288-299.
- Jung M, Glover K. Calibratable linear parameter-varying control of a turbocharged diesel engine[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(1): 45-62.
- Utkin V I, Chang H C, Kolmanovsky I, et al. Sliding mode control for variable geometry turbocharged diesel engines[C] // Proceedings of the 2000 American Control Conference, 2000: 584-588.
- Wang J M. Hybrid robust air-path control for diesel engines operating conventional and low temperature combustion modes[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2008, 16(6): 1138-1151.
- 方成, 杨福源, 欧阳明高. 柴油机燃烧模式切换控制策略[J]. 吉林大学学报, 2013, 43(4): 940-945.  
Fang Cheng, Yang Fuyuan, Ouyang Minggao. Control strategy of combustion modes switch for diesel engine[J]. Journal of Jilin University, 2013, 43(4): 940-945. (in Chinese)
- 姜耀华, 顾明, 曹阳, 等. 基于宽域氧传感器的发动机空燃比测试系统设计[J]. 农业工程学报, 2009, 25(12): 124-127.  
Jiang Yaohua, Gu Ming, Cao Yang, et al. Design of engine air-fuel ratio test system based on universal exhaust gas oxygen sensor[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(12): 124-127. (in Chinese)
- 冒晓建, 宋君花, 王都, 等. 天然气发动机宽域氧传感器控制系统[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1): 1-5.  
Mao Xiaojian, Song Junhua, Wang Du, et al. Universal exhaust gas oxygen sensor control system for CNG engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1): 1-5. (in Chinese)
- Jankovic M, Jankovic M, Kolmanovsky I. Robust nonlinear controller for turbocharged diesel engines[C] // Proceedings of the 1998 American Control Conference, 1998, 3: 1389-1394.
- 肖鑫. 燃机中冷器优化设计、建模与控制[D]. 上海: 上海交通大学, 2013.
- Ammann M, Fekete N P, Guzella L, et al. Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail diesel engine; theory and passenger car implementation[C]. SAE Paper 2003-01-0357, 2003.
- 刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.

- 13 Seshagiri S, Khalil H K. On introducing integral action in sliding mode control[C]//Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control, 2002,2:1473 - 1478.
- 14 李鹏. 传统和高阶滑模控制研究及其应用[D]. 长沙:国防科学技术大学,2011.  
Li Peng. Research and application of traditional and higher-order sliding mode control[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2011. (in Chinese)
- 15 张晓宇. 变结构控制系统抖震问题的研究[D]. 杭州:浙江大学,2003.
- 16 Slotine J J E, Li W. Applied nonlinear control[M]. Englewood Cliffs NJ:Prentice-Hall, 1991.
- 17 Richard K Stobart, Andrew May, Bernard J Challen. Modeling for diesel engine control: the cpower environment[C]. SAE Paper 1998-07-0794, 1998.
- 18 Gamma Technologies. GT-SUITE Simulink coupling tutorials: VERSION 7.0[M]. Westmont, IL: Gamma Technologies, Inc., 2009.
- 19 孟长江, 马安丽. 快速控制原型在柴油机电控单元开发中的应用[J]. 车用发动机, 2008(10):62 - 65.  
Meng Changjiang, Ma Anli. The application of rapid control prototype during the development of diesel ECU[J]. Vehicle Engine, 2008(10):62 - 65. (in Chinese)
- 20 王超, 王仕成, 刘志国. 基于 Matlab/xPC Target 的实时仿真系统研究[J]. 控制工程, 2007, 14(1):165 - 167.  
Wang Chao, Wang Shicheng, Liu Zhiguo. Research on real time simulation system based on Matlab xPC target[J]. Control Engineering of China, 2007, 14(1): 165 - 167. (in Chinese)

## Robust Slide Mode Control for Intake System of Diesel Engine Operating under Conventional and Low Temperature Combustion Modes

Li Dinggen He Chunmeng

*(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)*

**Abstract:** A robust nonlinear control approach for modern diesel engine operating under low temperature combustion and conventional compressor ignition combustion modes is described. A nonlinear state space model of intake system is established based on the ideal gas equation and the law of mass conversation. The intake pressure, exhaust pressure and composition of inducted flow are chosen as the system outputs, which have key influence on in-cylinder combustion, and the corresponding controller is designed by the method of integral sliding mode. Smooth switching of combustion modes is achieved by tracking the key engine air-path operating variables to control the in-cylinder conditions indirectly. At last, the effects of the controller were evaluated by co-simulations using GT-Power and Matlab/Simulink and rapid control prototype respectively. The result unveiled that compared with the PI algorithm the innovative control algorithm had significant merits such as good tracking performance, fast response, strong anti-interference and robustness and so on.

**Key words:** CI/LTC In-cylinder condition Robust control Integral sliding mode Switching of combustion modes